

## AUTOMATIC TRANSMISSION

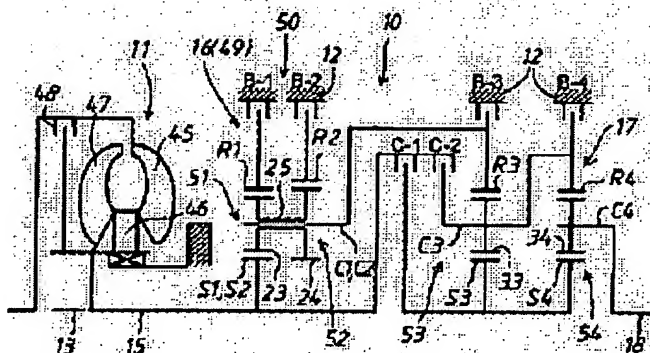
**Patent number:** JP2002213545  
**Publication date:** 2002-07-31  
**Inventor:** HAYABUCHI MASAHIRO; NISHIDA MASAOKI;  
KASUYA SATORU; GOTO KENJI; AOKI TOSHIHIKO  
**Applicant:** AISIN AW CO  
**Classification:**  
- **International:** F16H3/66  
- **European:**  
**Application number:** JP20010011855 20010119  
**Priority number(s):** JP20010011855 20010119

[Report a data error here](#)

### Abstract of JP2002213545

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To provide an automatic transmission capable of providing a gear ratio of forward eight steps and a backward one step properly separated.

**SOLUTION:** A gear speed reducer connected to an input shaft generates first rotation revolution of which is smaller than rotation of the input shaft and second rotation revolution of which is smaller than the first rotation, selectively transmits the rotation of the input shaft to second and fourth elements of a duplex planetary gear device for speed changing by second and first control clutches, selects one of the first and second rotation by a rotation selection means and selectively transmits it to the first element, selectively regulates rotation of the first and second elements by first and second control brakes, changes speed of the rotation of the input shaft by the gear ratio of the properly separated forward eight steps and backward one step and transmits it to an output shaft connected to a third element.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2002-213545  
(P2002-213545A)

(43) 公開日 平成14年7月31日 (2002.7.31)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F 1 6 H 3/66

識別記号

F I

F 1 6 H 3/66

テーマコード (参考)

Z 3 J 0 2 8

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 14 頁)

(21) 出願番号 特願2001-11855(P2001-11855)

(22) 出願日 平成13年1月19日 (2001.1.19)

(71) 出願人 000100768

アイシン・エイ・ダブリュ株式会社

愛知県安城市藤井町高根10番地

(72) 発明者 早瀬 正宏

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ

ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72) 発明者 西田 正明

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ

ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(74) 代理人 100064724

弁理士 長谷 照一 (外1名)

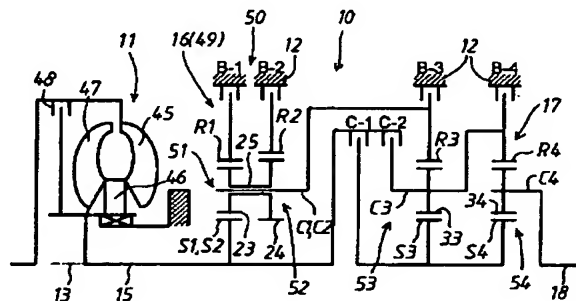
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動変速機

(57) 【要約】

【課題】 適切に離間した前進8段、後退1段のギヤ比を得ることができる自動変速機を提供する。

【解決手段】 入力軸に連結された歯車減速装置は、入力軸の回転より回転数が小さい第1回転及び該第1回転より回転数が小さい第2回転を生成し、前記入力軸の回転を変速用複式遊星歯車装置の第2、第4要素に第2、第1制御クラッチにより選択的に伝達し、前記第1及び第2回転の一方を回転選択手段で選択して第1要素に選択的に伝達し、第1、第2要素の回転を第1及び第2制御ブレーキで選択的に規制し、入力軸の回転を適切に離間した前進8段、後退1段のギヤ比で変速して第3要素に連結された出力軸に伝達する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力軸と、該入力軸に連結され該入力軸の回転より回転数が小さい第1回転及び該第1回転より回転数が小さい第2回転を生成する歯車減速装置と、速度線図においてギヤ比に対応した間隔で順次並べられた4個の要素に並び順にそれぞれ対応する第1、第2、第3及び第4要素を有する変速用複式遊星歯車装置と、前記入力軸の回転を第2、第4要素に選択的に伝達する第2、第1制御クラッチと、前記第1及び第2回転の一方を選択して前記第1要素に伝達する回転選択手段と、前記第1、第2要素の回転を選択的に規制する第1及び第2制御ブレーキと、前記第3要素に連結された出力軸とを備えたことを特徴とする自動変速機。

【請求項2】 請求項1に記載の自動変速機において、入力軸に連結されたサンギヤ、該サンギヤと噛合する小径ピニオン及び大径ピニオンからなる段付ピニオンを支承するキャリア、小径ピニオンと噛合する小径リングギヤ並びに前記大径ピニオンと噛合する大径リングギヤからなる減速用複式遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、該減速用複式遊星歯車装置のキャリアを前記変速用複式遊星歯車装置の第1要素に連結し、前記小径及び大径リングギヤの回転を夫々選択的に規制して前記キャリアに前記第1、第2回転を選択的に生成させる第1、第2回転生成制御ブレーキで前記回転選択手段を構成したことを特徴とする自動変速機。

【請求項3】 請求項1に記載の自動変速機において、入力軸に連結されたサンギヤ、該サンギヤと噛合するロングピニオン及び該ロングピニオンと噛合する中間ピニオンを支承するキャリア、前記ロングピニオンと噛合する第1リングギヤ並びに前記中間ピニオンと噛合する第2リングギヤからなる減速用複式遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、該減速用複式遊星歯車装置の第2リングギヤを前記変速用複式遊星歯車装置の第1要素に連結し、前記第1リングギヤ及びキャリアの回転を夫々選択的に規制して前記第2リングギヤに前記第1、第2回転を選択的に生成させる第1、第2回転生成制御ブレーキで前記回転選択手段を構成したことを特徴とする自動変速機。

【請求項4】 請求項1に記載の自動変速機において、入力軸に固定された大径、中径、小径歯車、前記変速用遊星歯車装置と同心に回転可能に支承され前記大径、中径、小径歯車と夫々噛合して入力回転、該入力回転より回転数が小さい第1回転、該第1回転より回転数が小さい第2回転を夫々生成する入力歯車、第1歯車、第2歯車からなる減速用歯車列で前記歯車減速装置を構成し、前記入力歯車を前記第2、第1制御クラッチに連結して前記入力回転を前記変速用複式遊星歯車装置の第2、第4要素に選択的に伝達し、前記第1、第2歯車を前記第1要素に夫々係脱可能に連結する第1、第2回転伝達制御クラッチにより前記第1及び第2回転の一方を選択し

て前記第1要素に伝達する回転選択手段を構成したことを特徴とする自動変速機。

【請求項5】 請求項1乃至請求項4のいずれかに記載の自動変速機において、前記変速用複式遊星歯車装置を前後段2組のシングルピニオン型の遊星歯車機構とし、前段リングギヤを第1要素とし、前段キャリアと後段リングギヤとを連結して第2要素とし、後段キャリアを第3要素とし、前段及び後段サンギヤを連結して第4要素としたことを特徴とする自動変速機。

【請求項6】 請求項1乃至請求項4のいずれかに記載の自動変速機において、前記変速用複式遊星歯車装置を前後段2組のシングルピニオン型の遊星歯車機構とし、前段サンギヤを第1要素とし、前段キャリアと後段リングギヤとを連結して第2要素とし、前段リングギヤと後段キャリアとを連結して第3要素とし、後段サンギヤを第4要素としたことを特徴とする自動変速機。

【請求項7】 請求項1乃至請求項4のいずれかに記載の自動変速機において、前記変速用複式遊星歯車装置をシングルピニオン型の前段遊星歯車機構とダブルピニオン型の後段遊星歯車機構とし、前段サンギヤを第1要素とし、前段及び後段キャリアを連結して第2要素とし、前段及び後段リングギヤを連結して第3要素とし、後段サンギヤを第4要素としたことを特徴とする自動変速機。

【請求項8】 請求項1乃至請求項4のいずれかに記載の自動変速機において、前記変速用複式遊星歯車装置をシングルピニオン型の前段遊星歯車機構とダブルピニオン型の後段遊星歯車機構とし、前段リングギヤを第1要素とし、前段及び後段キャリアを連結して第2要素とし、後段リングギヤを第3要素とし、前段及び後段サンギヤを連結して第4要素としたことを特徴とする自動変速機。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、入力軸に連結された変速用複式遊星歯車装置の各要素に連結された制御クラッチ及び制御ブレーキを係脱して前記入力軸の回転を複数段に変速して出力軸に伝達する自動変速機に関する。

## 【0002】

【従来の技術】互いに噛合する一対のピニオンを支承するキャリア、該一対のピニオンの一方と噛合するサンギヤ、他方と噛合するリングギヤを有するダブルピニオン型の減速用遊星歯車装置と、前段及び後段サンギヤ、前段及び後段リングギヤ、前段サンギヤと前段リングギヤとに噛合するピニオンを支承する前段キャリア、後段サンギヤと後段リングギヤとに噛合するピニオンを支承する後段キャリアを有し、前段及び後段サンギヤを互いに連結し、前段キャリアと後段リングギヤとを連結した変速用複式遊星歯車装置を共通軸線上に設け、後段キャリ

やに出力軸を連結し、入力軸の回転を互いに連結された前段及び後段サンギヤ、互いに連結された前段キャリア及び後段リングギヤに第1、第2制御クラッチにより選択的に伝達し、減速用遊星歯車装置のリングギヤの回転を前段リングギヤに伝達し、減速用遊星歯車装置のキャリアと、リングギヤと、変速用複式遊星歯車装置の互いに連結された前段キャリア及び後段リングギヤとの回転を第1、第2、第3制御ブレーキにより夫々選択的に規制して前進5段、後退1段のギヤ比を成立する自動変速機が特開平2-129446号公報に開示されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記従来の自動変速機は、前進5段、後退1段の間でギヤ比を円滑に安定して切り換えることが可能である。しかし、近年は燃費及び動力伝達性能向上を図るため、或いは運転者の嗜好にマッチしたギヤ比を得るために、適切に離間した前進6段以上のギヤ比を成立することができる自動変速機が求められている。

【0004】本発明に係る要望に応えるためになされたもので、適切に離間した前進6段以上、後退1段のギヤ比を得ることができる自動変速機を提供することである。

【0005】

【課題を解決するための手段】上記の課題を解決するため、請求項1に記載の発明の構成上の特徴は、入力軸と、該入力軸に連結され該入力軸の回転より回転数が小さい第1回転及び該第1回転より回転数が小さい第2回転を生成する歯車減速装置と、速度線図においてギヤ比に対応した間隔で順次並べられた4個の要素に並び順にそれぞれ対応する第1、第2、第3及び第4要素を有する変速用複式遊星歯車装置と、前記入力軸の回転を第2、第4要素に選択的に伝達する第2、第1制御クラッチと、前記第1及び第2回転の一方を選択して前記第1要素に伝達する回転選択手段と、前記第1、第2要素の回転を選択的に規制する第1及び第2制御ブレーキと、前記第3要素に連結された出力軸とを備えたことである。

【0006】請求項2に係る発明の構成上の特徴は、請求項1に記載の自動変速機において、入力軸に連結されたサンギヤ、該サンギヤと噛合する小径ピニオン及び大径ピニオンからなる段付ピニオンを支承するキャリア、小径ピニオンと噛合する小径リングギヤ並びに前記大径ピニオンと噛合する大径リングギヤからなる減速用複式遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、該減速用複式遊星歯車装置のキャリアを前記変速用複式遊星歯車装置の第1要素に連結し、前記小径及び大径リングギヤの回転を夫々選択的に規制して前記キャリアに前記第1、第2回転を選択的に生成させる第1、第2回転生成制御ブレーキで前記回転選択手段を構成したことである。

【0007】請求項3に係る発明の構成上の特徴は、請

求項1に記載の自動変速機において、入力軸に連結されたサンギヤ、該サンギヤと噛合するロングピニオン及び該ロングピニオンと噛合する中間ピニオンを支承するキャリア、前記ロングピニオンと噛合する第1リングギヤ並びに前記中間ピニオンと噛合する第2リングギヤからなる減速用複式遊星歯車装置で前記歯車減速装置を構成し、該減速用複式遊星歯車装置の第2リングギヤを前記変速用複式遊星歯車装置の第1要素に連結し、前記第1リングギヤ及びキャリアの回転を夫々選択的に規制して前記第2リングギヤに前記第1、第2回転を選択的に生成させる第1、第2回転生成制御ブレーキで前記回転選択手段を構成したことである。

【0008】請求項4に係る発明の構成上の特徴は、請求項1に記載の自動変速機において、入力軸に固定された大径、中径、小径歯車、前記変速用遊星歯車装置と同心に回転可能に支承され前記大径、中径、小径歯車と夫々噛合して入力回転、該入力回転より回転数が小さい第1回転、該第1回転より回転数が小さい第2回転を夫々生成する入力歯車、第1歯車、第2歯車からなる減速用歯車列で前記歯車減速装置を構成し、前記入力歯車を前記第2、第1制御クラッチに連結して前記入力回転を前記変速用複式遊星歯車装置の第2、第4要素に選択的に伝達し、前記第1、第2歯車を前記第1要素に夫々係脱可能に連結する第1、第2回転伝達制御クラッチにより前記第1及び第2回転の一方を選択して前記第1要素に伝達する回転選択手段を構成したことである。

【0009】請求項5に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4のいずれかに記載の自動変速機において、前記変速用複式遊星歯車装置を前後段2組のシングルピニオン型の遊星歯車機構とし、前段リングギヤを第1要素とし、前段キャリアと後段リングギヤとを連結して第2要素とし、後段キャリアを第3要素とし、前段及び後段サンギヤを連結して第4要素としたことである。

【0010】請求項6に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4のいずれかに記載の自動変速機において、前記変速用複式遊星歯車装置を前後段2組のシングルピニオン型の遊星歯車機構とし、前段サンギヤを第1要素とし、前段キャリアと後段リングギヤとを連結して第2要素とし、前段リングギヤと後段キャリアとを連結して第3要素とし、後段サンギヤを第4要素としたことである。

【0011】請求項7に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4のいずれかに記載の自動変速機において、前記変速用複式遊星歯車装置をシングルピニオン型の前段遊星歯車機構とダブルピニオン型の後段遊星歯車機構とし、前段サンギヤを第1要素とし、前段及び後段キャリアを連結して第2要素とし、前段及び後段リングギヤを連結して第3要素とし、後段サンギヤを第4要素としたことである。

【0012】請求項8に係る発明の構成上の特徴は、請求項1乃至請求項4のいずれかに記載の自動変速機において、前記変速用複式遊星歯車装置をシングルピニオン型の前段遊星歯車機構とダブルピニオン型の後段遊星歯車機構とし、前段リングギヤを第1要素とし、前段及び後段キャリアを連結して第2要素とし、後段リングギヤを第3要素とし、前段及び後段サンギヤを連結して第4要素としたことである。

【0013】

【発明の作用・効果】上記のように構成した請求項1に係る発明においては、入力軸の回転より回転数が小さい第1回転及び該第1回転より回転数が小さい第2回転を生成する歯車減速装置を設け、前記入力軸の回転を変速用複式遊星歯車装置の第2、第4要素に第2、第1制御クラッチにより選択的に伝達し、前記第1及び第2回転の一方を回転選択手段で選択して第1要素に選択的に伝達し、第1、第2要素の回転を第1及び第2制御ブレーキで選択的に規制し、第3要素を出力軸に連結したので、従来の自動変速機に最小限の変更を加えるだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進6段以上、後退1段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる自動変速機を提供することができる。さらに、高速段側のギヤ比を更に密にすることができるので、車速の高速度域でエンジン性能を最適に引き出すことができ、且つギヤチェンジ時のギヤ比の変化延いては車速変化が小さくなり、良好なフィーリングを得ることができる。

【0014】上記のように構成した請求項2に係る発明においては、段付ピニオンを有する減速用複式遊星歯車装置の小径又は大径リングギヤの回転を選択的に規制してキャリアに第1又は第2回転を選択的に生成させ、第1又は第2回転を変速用複式遊星歯車装置の第1要素に選択的に伝達し、入力軸の回転を第2、第4要素に第2、第1制御クラッチにより選択的に伝達し、第1、第2要素の回転を第1、第2制御ブレーキで選択的に規制し、第3要素を出力軸に連結したので、請求項1に記載した発明の効果に加え、従来の自動変速機の減速用遊星歯車装置を段付ピニオンを有する複式のものとし、1個の制御ブレーキを追加するだけで、前進6段以上、後退1段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができるコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0015】上記のように構成した請求項3に係る発明においては、減速用複式遊星歯車装置の第1リングギヤ及びキャリアの回転を第1、第2回転生成制御ブレーキで夫々選択的に規制して第2リングギヤに第1又は第2回転を選択的に生成させ、第1又は第2回転を変速用複式遊星歯車装置の第1要素に選択的に伝達し、入力軸の回転を第2、第4要素に第2、第1制御クラッチにより選択的に伝達し、第1、第2要素の回転を第1、第2制御ブレーキで選択的に規制し、第3要素を出力軸に連結したので、請求項1に記載した発明の効果に加え、従

の自動変速機の減速用遊星歯車装置を他のタイプのものとし、1個の制御ブレーキを追加するだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進6段以上、後退1段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができるコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0016】上記のように構成した請求項4に係る発明においては、減速用歯車列によって入力回転、第1回転、第2回転を生成し、第1又は第2回転を第1、第2回転伝達制御クラッチにより変速用複式遊星歯車装置の第1要素に選択的に伝達し、入力回転を第2、第4要素に第2、第1制御クラッチにより選択的に伝達し、第1、第2要素の回転を第1、第2制御ブレーキで選択的に規制し、第3要素を出力軸に連結したので、請求項1に記載した発明の効果に加え、従来の自動変速機の減速用遊星歯車装置を簡単な減速用歯車列に変換し、1個の制御ブレーキを2個の制御クラッチに変更するだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進6段以上、後退1段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができるコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0017】上記のように構成した請求項5に係る発明においては、変速用複式遊星歯車装置を前後段2組のシングルピニオン型の遊星歯車機構とし、前段リングギヤを第1要素とし、前段キャリアと後段リングギヤとを連結して第2要素とし、後段キャリアを第3要素とし、前段及び後段サンギヤを連結して第4要素としたので、請求項1に記載の発明の効果に加え、簡単な構成でコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0018】上記のように構成した請求項6に係る発明においては、変速用複式遊星歯車装置を前後段2組のシングルピニオン型の遊星歯車機構とし、前段サンギヤを第1要素とし、前段キャリアと後段リングギヤとを連結して第2要素とし、前段リングギヤと後段キャリアとを連結して第3要素とし、後段サンギヤを第4要素としたので、従来の自動変速機に最小限の変更を加えるだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進6段以上、後退1段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる構造簡単でコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0019】上記のように構成した請求項7に係る発明においては、変速用複式遊星歯車装置をシングルピニオン型の前段遊星歯車機構とダブルピニオン型の後段遊星歯車機構とし、前段サンギヤを第1要素とし、前段及び後段キャリアを連結して第2要素とし、前段及び後段リングギヤを連結して第3要素とし、後段サンギヤを第4要素としたので、請求項1に記載の発明の効果に加え、簡単な構成で全長の短いコンパクトな自動変速機を得ることができる。

【0020】上記のように構成した請求項8に係る発明においては、変速用複式遊星歯車装置をシングルピニオン型の前段遊星歯車機構とダブルピニオン型の後段遊星

歯車機構とし、前段リングギヤを第1要素とし、前段及び後段キャリアを連結して第2要素とし、後段リングギヤを第3要素とし、前段及び後段サンギヤを連結して第4要素としたので、従来の自動変速機に最小限の変更を加えるだけで、入力軸の回転を適切に離間した前進6段以上、後退1段のギヤ比で変速して出力軸に伝達することができる構造簡単で全長の短いコンパクトな自動変速機を得ることができる。

#### 【0021】

【実施の形態】以下、図面に基づいて本発明に係る自動変速機の第1の実施形態について説明する。図1において、10は本発明に係る自動変速機で、例えば自動車のエンジンにより回転駆動される流体トルクコンバータ11の出力回転を変速して駆動軸に伝達するために使用される。自動変速機10は、車体に取り付けられたトランスミッションケース12内に共通軸線13上に順次支承された入力軸15、減速用複式遊星歯車装置16、変速用複式遊星歯車装置17及び出力軸18で構成されている。減速用複式遊星歯車装置16は、2個のシングルピニオン型の遊星歯車機構51、52のサンギヤS1、S2及びキャリアC1、C2を連結、共通化して構成されている。即ち、減速用複式遊星歯車装置16は、共通軸線13上に回転可能に支承された共通のサンギヤS1、S2、サンギヤS1、S2と噛合する小径ピニオン23及び大径ピニオン24からなる段付ピニオン25、この段付きピニオン25を回転可能に支承し共通軸線13上に回転可能に支承された共通のキャリアC1、C2、及び小径、大径ピニオン23、24と夫々噛合し共通軸線13上に回転可能に支承された小径、大径リングギヤR1、R2から構成されている。入力軸15はサンギヤS1、S2に連結されている。小径、大径リングギヤR1、R2をトランスミッションケース12に夫々接続して選択的に回転を規制しキャリアC1、C2に出力軸15の回転より回転数の小さい第1回転及び第1回転より回転数の小さい第2回転を選択的に生成させる第1、第2回転生成制御ブレーキB-1、B-2が小径及び大径リングギヤR1、R2に夫々連結されている。このように減速用複式遊星歯車装置16は、入力軸15に連結され、入力軸15の回転より回転数が小さい第1回転及びこの第1回転より回転数が小さい第2回転を生成する歯車減速装置49を構成する。

【0022】変速用複式遊星歯車装置17は、前後段2組のシングルピニオン型の遊星歯車機構53、54の前段キャリアC3及び後段リングギヤR4、前段及び後段サンギヤS3、S4を連結して構成されている。即ち、共通軸線13上に回転可能に支承された前段及び後段サンギヤS3、S4を連結し、前段サンギヤS3に噛合するピニオン33を支承し共通軸線13上に回転可能に支承された前段キャリアと後段リングギヤR4とを連結し、ピニオン33に噛合する前段リングギヤR3を共通

軸線13上に回転可能に支承し、後段サンギヤS4と後段リングギヤR4とに噛合するピニオン34を支承するキャリアC4を共通軸線13上に回転可能に支承して構成されている。

【0023】キャリアC4には出力軸18が連結されている。前段リングギヤR3は、減速用複式遊星歯車装置16の共通のキャリアC1、C2に連結されるとともに、第1制御ブレーキB-3によりトランスミッションケース12に選択的に接続されて回転を規制されるようになっている。互いに連結された前段キャリアC3と後段リングギヤR4とは、第2制御ブレーキB-4によりトランスミッションケース12に選択的に接続されて回転を規制されるようになっている。入力軸15の回転を変速用複式遊星歯車装置17の前後段サンギヤS3、S4に選択的に伝達する第1制御クラッチC-1と、入力軸15の回転を互いに連結された前段キャリアC3と後段リングギヤR4に選択的に伝達する第2制御クラッチC-2が設けられている。そして、第1、第2回転生成制御ブレーキB-1、B-2は、減速用複式遊星歯車装置16の共通キャリアC1、C2に生成される第1及び第2回転の一方を選択して変速用複式遊星歯車装置17の前段リングギヤR3に伝達する回転選択手段50を構成する。

【0024】なお、流体トルクコンバータ11のポンプインペラ45は図略のエンジンによって回転駆動されてオイルを送り出し、ステータ46がオイルの反力を受け止めてトルクをタービン47に発生するようになっている。入力軸15はタービン47に連結されている。48はポンプインペラ45とタービン47とを直結するロックアップクラッチである。

【0025】以上のように構成された自動変速機10においては、第1、第2制御クラッチC-1、C-2を選択的に係脱し、第1、第2制御ブレーキB-3、B-4及び第1、第2回転生成制御ブレーキB-1、B-2を選択的に作動して遊星歯車装置の要素の回転を規制することにより、前進8段、後退1段のギヤ比を成立することができる。図2において、各速度段に対応する各制御クラッチ、制御ブレーキの欄に黒丸が付されている場合、制御クラッチであれば接続状態、制御ブレーキであれば回転規制状態にあることを示す。また、図2には、減速用複式遊星歯車装置16のサンギヤS1、小径ピニオン23、キャリアC1及び小径リングギヤR1からなる減速用第1遊星歯車機構51のギヤ比入1が0.508、サンギヤS2、大径ピニオン24、キャリアC2及び大径リングギヤR2からなる減速用第2遊星歯車機構52のギヤ比入2が0.307、変速用複式遊星歯車装置17の前段サンギヤS3、ピニオン33、前段キャリアC3及び前段リングギヤR3からなる変速用前段遊星歯車機構53のギヤ比入3が0.377、後段サンギヤS4、ピニオン34、後段キャリアC4及び後段リング

ギヤR4からなる変速用後段遊星歯車機構54のギヤ比 $\lambda_4$ が0.429である場合における各変速段におけるギヤ比(入力軸15の回転数/出力軸18の回転数)がギヤ比欄に示されている。

【0026】シングルピニオン型の遊星歯車機構においては、サンギヤの回転数 $N_s$ 、キャリアの回転数 $N_c$ 、リングギヤの回転数 $N_r$ と遊星歯車機構のギヤ比 $\lambda$ との関係は、式(1)で示され、各変速段におけるギヤ比は、式(1)に基づいて算出される。共通サンギヤS1, S2、前後段サンギヤS3, S4の歯数を $Z_{s1}$ ,  $Z_{s2}$ ,  $Z_{s3}$ ,  $Z_{s4}$ 、小径、大径リングギヤR1, R2、前後段リングギヤR3, R4の歯数を $Z_{r1}$ ,  $Z_{r2}$ ,  $Z_{r3}$ ,  $Z_{r4}$ とすると、減速用第1、第2及び変速用第1、第2遊星歯車機構51~54のギヤ比は $\lambda_1 = Z_{s1}/Z_{r1}$ ,  $\lambda_2 = Z_{s2}/Z_{r2}$ ,  $\lambda_3 = Z_{s3}/Z_{r3}$ ,  $\lambda_4 = Z_{s4}/Z_{r4}$ である。

$$N_r = (1 + \lambda) N_c - \lambda N_s \cdots (1)$$

【0027】第1、第2制御クラッチC-1, C-2を選択的に接続するとともに、第1、第2制御ブレーキB-3, B-4及び第1、第2回転生成制御ブレーキB-1, B-2を選択的に作動したとき、減速用複式遊星歯車装置16及び変速用複式遊星歯車装置17の各要素の速度比は、図3に示す速度線図のようになる。速度線図は、遊星歯車装置のサンギヤ、キャリア、リングギヤからなる各要素を横軸方向にギヤ比に対応させた間隔で配置し、縦軸方向に各要素に対応してその速度比を取ったものである。図3には、減速用及び変速用複式遊星歯車装置16, 17の速度線図が左右に並べて記載されている。減速用複式遊星歯車装置16を構成する減速用第1、第2遊星歯車機構51, 52では、サンギヤS1, S2、キャリアC1, C2がそれぞれ共通するので、S1, S2及びC1, C2がそれぞれ付された各1本の縦線に、共通のサンギヤS1, S2、共通のキャリアC1, C2の速度比を表し、それぞれR1, R2が付された各1本の縦線にリングギヤR1, R2の速度比を表す。シングルピニオン型の第1遊星歯車機構51については、キャリアC1の縦線とサンギヤS1の縦線との間隔 $a$ を1とみなし、リングギヤR1の縦線をキャリアC1の縦線からサンギヤS1の縦線の反対側に間隔 $a \times \lambda_1$ だけ離して配置する。シングルピニオン型の第2遊星歯車機構52についても同様に、キャリアC2の縦線とサンギヤS2の縦線との間隔 $b$ を1とみなし、リングギヤR2の縦線をキャリアC2の縦線からサンギヤS2の縦線の反対側に間隔 $b \times \lambda_2$ だけ離して配置する。

【0028】変速用複式遊星歯車装置17を構成する変速用第1、第2遊星歯車機構53, 54では、前後段サンギヤS3, S4が共通し、前段キャリアC3と後段リングギヤR4が共通するので、S3, S4及びC3, R4がそれぞれ付された各1本の縦線に前後段サンギヤS3, S4、連結された前段キャリアC3と後段リング

ギヤR4の速度比を表し、それぞれR3, C4が付された各1本の縦線に前段リングギヤR3、後段キャリアC4の速度比を表す。シングルピニオン型の変速用前段遊星歯車機構53については、キャリアC3の縦線とサンギヤS3の縦線との間隔 $c$ を1とみなし、リングギヤR3の縦線をキャリアC3の縦線からサンギヤS3の縦線の反対側に間隔 $c \times \lambda_3$ だけ離して配置する。シングルピニオン型の後段遊星歯車機構54については、サンギヤS4の縦線とリングギヤR4の縦線との間隔 $d$ を1とみなし、キャリアC4の縦線をサンギヤS4の縦線からリングギヤR4の縦線と同じ側に間隔 $d/(1 + \lambda_4)$ だけ離して配置する。速度線図には、第1、第2回転生成制御ブレーキB-1, B-2、第1、第2制御クラッチC-1, C-2、第1、第2制御ブレーキB-3, B-4が選択的に作動された点にB-1~B-4, C-1, C-2が記入されている。

【0029】このように作成された変速用複式遊星歯車装置17の速度線図において、4本の各縦線に対応する要素を縦線の並び順に第1、第2、第3、第4要素とする。第1実施形態の場合、第1要素としての前段リングギヤR3は減速用複式遊星歯車装置16の共通のキャリアC1, C2に連結されるとともに第1制御ブレーキB-3に連結され、第2要素としての互いに連結された前段キャリアC3と後段リングギヤR4は第2制御クラッチC-2と第2制御ブレーキB-4とに並列に連結され、第3要素としての後段キャリアC4は出力軸18に連結され、第4要素としての互いに連結された前段及び後段サンギヤS3, S4は第1クラッチC-1に連結されている。

【0030】以下、各変速段の作動について説明する。前進第1変速段の場合、第1制御クラッチC-1、第2制御ブレーキB-4が作動され、入力軸15と前後段サンギヤS3, S4が接続され、互いに連結された前段キャリアC3と後段リングギヤR4が回転規制されるので、入力軸15に入力された回転は、第1制御クラッチC-1を介して後段サンギヤS4に伝達され、回転を規制された後段リングギヤR4により反力を支持されてピニオン34を公転させて後段キャリアC4に伝達され、出力軸18を第1変速段のギヤ比3.333で正転駆動する。

【0031】前進第2変速段の場合、第1制御クラッチC-1、第1制御ブレーキB-3が作動され、入力軸15と前後段サンギヤS3, S4が接続され、前段リングギヤR3が回転規制されるので、入力軸15に入力された回転は、第1制御クラッチC-1を介して前段サンギヤS3に伝達され、回転を規制された前段リングギヤR3により反力を支持されてピニオン33を公転させて互いに連結された前段キャリアC3と後段リングギヤR4を回転し、後段サンギヤS4と後段リングギヤR4との回転差に応じてピニオン34を公転させて後段キャリア



C4と出力軸18を第2変速段のギヤ比2.035で正転駆動する。

【0032】前進第3変速段の場合、第1制御クラッチC-1、第2回転生成制御ブレーキB-2が作動され、入力軸15と前後段サンギヤS3、S4が接続され、大径リングギヤR2が回転規制されるので、入力軸15に輸入された回転は、第1制御クラッチC-1を介して前後段サンギヤS3、S4に伝達されるとともに、減速用複式遊星歯車装置16のサンギヤS1、S2に伝達され、回転を規制された大径リングギヤR2により反力を支持されて段付ビニオン25を公転させてキャリアC1、C2に第2回転を生成し、変速用複式遊星歯車装置17の前段リングギヤR3に第2回転を伝達し、前段サンギヤS3と前段リングギヤR3との回転差に応じてビニオン33を公転させて前段キャリアC3及び後段リングギヤR4を回転し、後段サンギヤS4と後段リングギヤR4との回転差に応じてビニオン34を公転させて後段キャリアC4と出力軸18を第3変速段のギヤ比1.637で正転駆動する。

【0033】前進第4変速段の場合、第1制御クラッチC-1、第1回転生成制御ブレーキB-1が作動され、入力軸15と前後段サンギヤS3、S4が接続され、小径リングギヤR1が回転規制されるので、入力軸15に輸入された回転は、第1制御クラッチC-1を介して前後段サンギヤS3、S4に伝達されるとともに、減速用複式遊星歯車装置16のサンギヤS1、S2に伝達され、回転を規制された小径リングギヤR1により反力を支持されて段付ビニオン25を公転させてキャリアC1、C2に第1回転を生成し、変速用複式遊星歯車装置17の前段リングギヤR3に第1回転を伝達し、前段サンギヤS3と前段リングギヤR3との回転差に応じてビニオン33を公転させて前段キャリアC3及び後段リングギヤR4を回転し、後段サンギヤS4と後段リングギヤR4との回転差に応じてビニオン34を公転させて後段キャリアC4と出力軸18を第4変速段のギヤ比1.509で正転駆動する。

【0034】前進第5変速段の場合、第1、第2制御クラッチC-1、C-2が接続され、入力軸15が前後段サンギヤS3、S4及び互いに連結された前段キャリアC3と後段リングギヤR4に接続されるので、後段キャリアC4も一体になって回転され、出力軸18が第5変速段のギヤ比1.000で正転駆動される。

【0035】前進第6変速段の場合、第2制御クラッチC-2、第1回転生成制御ブレーキB-1が作動され、入力軸15が前段キャリアC3と後段リングギヤR4に接続され、小径リングギヤR1が回転規制されるので、入力軸15に輸入された回転は、第2制御クラッチC-2を介して前段キャリアC3と後段リングギヤR4に伝達されるとともに、減速用複式遊星歯車装置16のサンギヤS1、S2に伝達され、回転を規制された小径リン

グギヤR1により反力を支持されて段付ビニオン25を公転させてキャリアC1、C2に第1回転を生成し、変速用複式遊星歯車装置17の前段リングギヤR3に第1回転を伝達し、前段キャリアC3と前段リングギヤR3との回転差に応じて前後段サンギヤS3、S4を回転し、後段サンギヤS4と後段リングギヤR4との回転差に応じてビニオン34を公転させて後段キャリアC4と出力軸18を第6変速段のギヤ比0.654で正転駆動する。

【0036】前進第7変速段の場合、第2制御クラッチC-2、第2回転生成制御ブレーキB-2が作動され、入力軸15が前段キャリアC3と後段リングギヤR4に接続され、大径リングギヤR2が回転規制されるので、入力軸15に輸入された回転は、第2制御クラッチC-2を介して前段キャリアC3と後段リングギヤR4に伝達されるとともに、減速用複式遊星歯車装置16のサンギヤS1、S2に伝達され、回転を規制された大径リングギヤR2により反力を支持されて段付ビニオン25を公転させてキャリアC1、C2に第2回転を生成し、変速用複式遊星歯車装置17の前段リングギヤR3に第2回転を伝達し、前段キャリアC3と前段リングギヤR3との回転差に応じて前後段サンギヤS3、S4を回転し、後段サンギヤS4と後段リングギヤR4との回転差に応じてビニオン34を公転させて後段キャリアC4と出力軸18を第7変速段のギヤ比0.621で正転駆動する。

【0037】前進第8変速段の場合、第2制御クラッチC-2、第1制御ブレーキB-3が作動され、入力軸15が前段キャリアC3と後段リングギヤR4に接続され、前段リングギヤR3が回転規制されるので、入力軸15に輸入された回転は、第2制御クラッチC-2を介して前段キャリアC3と後段リングギヤR4に伝達され、回転を規制された前段リングギヤR3に反力を支持されて前後段サンギヤS3、S4を回転し、後段サンギヤS4と後段リングギヤR4との回転差に応じてビニオン34を公転させて後段キャリアC4と出力軸18を第8変速段のギヤ比0.557で正転駆動する。

【0038】後退変速段の場合、第1回転生成制御ブレーキB-1及び第2制御ブレーキB-4が作動され、小径リングギヤR1、互いに連結された前段キャリアC3と後段リングギヤR4が回転規制されるので、入力軸15に輸入された回転は、サンギヤS1、S2に伝達され、回転を規制された小径リングギヤR1により反力を支持されて段付ビニオン25を公転させてキャリアC1、C2に第1回転を生成し、変速用複式遊星歯車装置17の前段リングギヤR3に第1回転を伝達し、回転を規制された前段キャリアC3に支承されたビニオン33を介して前後段サンギヤS3、S4を逆転し、後段リングギヤR4で反力を支持してビニオン34を公転させて後段キャリアC4と出力軸18を後退変速段のギヤ比



3. 726で逆転駆動する。

【0039】入力軸15に連結された減速用複式遊星歯車装置16のサンギヤS1, S2の回転数を1とした場合の各変速段におけるサンギヤS1～S4、キャリアC1～C4、及びリングギヤR1～R4の回転比を示す図3の速度線図から明らかなように、各変速段における後段キャリアC4の回転比すなわちギヤ比は、適当な間隔をもって配列し、本発明に係る自動変速機によれば適切に離間した前進8段、後退1段のギヤ比を得ることができる。

【0040】尚、第1の実施形態の前進第1変速段では、前段リングギヤR3が逆回転されるが、前段リングギヤR3に直接連結している共通キャリアC1, C2も同様に逆回転する。この際、共通サンギヤS1, S2は、入力軸15と同じ回転数で回転しているため、小径リングギヤR1と大径リングギヤR2は、共通キャリアC1, C2よりも大きく逆回転することになる。すると、共通サンギヤS1, S2と小径、大径リングギヤR1, R2の間には大きな相対回転差が生じ、その結果、両者に噛合する小径ピニオン23及び大径ピニオン24は、高速で自転する。

【0041】よって、この高速の自転を防止するために、第1の実施形態のキャリアC1, C2と前段リングギヤR3との間、もしくは、共通サンギヤS1, S2と入力軸15との間のどちらか一方に新たなクラッチを介在させて、選択的に連結可能とすることもできる。

【0042】この場合、この新たなクラッチは、キャリアC1, C2から前段リングギヤR3へ動力が伝達される変速段、即ち、前進第3, 4, 6, 7変速段及び後退変速段に係合させ、残りの変速段である前進第1, 2, 5, 8変速段で開放させることができるが、上位の高速自転が顕著な前進第1変速段のみで開放させるようにしてもよい。

【0043】次に、第2の実施形態について、図4に基づいて説明する。第2の実施形態は、変速用複式遊星歯車装置17、第1、第2制御クラッチC-1, C-2、第1、第2制御ブレーキB-3, B-4については、第1の実施形態と同じであるので、図面に同一符号を付けて説明を省略し、第1実施形態と異なる減速用遊星歯車装置60のみについて説明する。

【0044】減速用複式遊星歯車装置60は、図4に示すように、シングルピニオン型の遊星歯車機構61及びダブルピニオン型の遊星歯車機構62のサンギヤS1, S2、キャリアC1, C2をそれぞれ連結、共通化して構成されている。即ち、共通軸線13上に回転可能に支承した共通のサンギヤS1, S2、共通軸線13上に回転可能に支承されてサンギヤS1, S2とロングピニオン63を介して噛合する第1リングギヤR1、共通軸線13上に回転可能に支承されてサンギヤS1, S2とロングピニオン63及び中間ピニオン64を介して噛合する

第2リングギヤR2、ロングピニオン63及び中間ピニオン64を支承して共通軸線13上に回転可能に支承された共通のキャリアC1, C2から構成されている。共通のサンギヤS1, S2は入力軸15に連結され、第2リングギヤR2は変速用複式遊星歯車装置17の前段リングギヤR3に連結されている。

【0045】第1リングギヤR1には、第1リングギヤR1をトランスミッションケース12に選択的に接続し回転を規制して第2リングギヤR2に入力軸15の回転より回転数の小さい第1回転を生成させる第1回転生成制御ブレーキB-1が連結され、共通のキャリアC1, C2には、キャリアC1, C2をトランスミッションケース12に選択的に接続し回転を規制して第2リングギヤR2に第1回転より回転数の小さい第2回転を生成させる第2回転生成制御ブレーキB-2が連結されている。

【0046】減速用複式遊星歯車装置60は、入力軸15に連結され、入力軸15の回転より回転数が小さい第1回転及びこの第1回転より回転数が小さい第2回転を生成する歯車減速装置49を構成する。そして、第1、第2回転生成制御ブレーキB-1, B-2は、減速用複式遊星歯車装置60の第2リングギヤR2に生成される第1及び第2回転の一方を選択して変速用複式遊星歯車装置17の前段リングギヤR3に伝達する回転選択手段50を構成する。

【0047】第2実施形態においても、入力軸15の回転を第1、第2制御クラッチC-1, C-2により変速用複式遊星歯車装置17の前後段サンギヤS3, S4、互いに連結された前段キャリアC3と後段リングギヤR4に選択的に伝達するとともに、第2リングギヤR2に生成された第1又は第2回転を前段リングギヤR3に選択的に伝達して入力軸15の回転を前進8段、後退1段に変速することは、第1の実施形態の場合と同様であるので、詳細な説明は省略する。各速度段における各制御クラッチ、制御ブレーキの作動状態を図5に示す。

【0048】また図5には、減速用複式遊星歯車装置60のサンギヤS1、ロングピニオン63、キャリアC1及びリングギヤR1からなる減速用第1遊星歯車機構61のギヤ比 $\lambda_1$ が0.508、サンギヤS2、ロングピニオン63、中間ピニオン64、キャリアC2及びリングギヤR2からなる減速用第2遊星歯車機構62のギヤ比 $\lambda_2$ が0.341、変速用複式遊星歯車装置17の前段サンギヤS3、ピニオン33、前段キャリアC3及び前段リングギヤR3からなる変速用前段遊星歯車機構53のギヤ比 $\lambda_3$ が0.325、後段サンギヤS4、ピニオン34、後段キャリアC4及び後段リングギヤR4からなる変速用後段遊星歯車機構54のギヤ比 $\lambda_4$ が0.381である場合における各変速段におけるギヤ比（入力軸15の回転数/出力軸18の回転数）がギヤ比欄に示されている。

【0049】ダブルピニオン型の減速用第2遊星歯車機構62においては、サンギヤの回転数 $N_s$ 、キャリアの回転数 $N_c$ 、リングギヤの回転数 $N_r$ と遊星歯車機構のギヤ比 $\lambda$ との関係は、式(2)で示される。各変速段におけるギヤ比は、この式(2)と前述のシングルピニオン型の遊星歯車機構における関係式(1)とに基づいて算出される。シングルピニオン型の遊星歯車機構においても、サンギヤS2の歯数を $Z_{s2}$ 、第2リングギヤR2の歯数を $Z_{r2}$ とすると、減速用第2遊星歯車機構62のギヤ比は $\lambda_2 = Z_{s2} / Z_{r2}$ である。

$$N_r = (1 - \lambda) N_c + \lambda N_s \cdots (2)$$

【0050】第1、第2制御クラッチC-1、C-2を選択的に接続するとともに第1、第2制御ブレーキB-3、B-4を選択的に作動し、第1、第2回転生成制御ブレーキB-1、B-2を選択的に作動したとき、減速用複式遊星歯車装置60及び変速用複式遊星歯車装置17の各要素の速度比は、図6に示す速度線図のようになる。ダブルピニオン型の減速用第2遊星歯車機構62については、キャリアC2の縦線とサンギヤS2の縦線との間隔 $b$ を1とみなし、リングギヤR2の縦線をキャリアC2の縦線からサンギヤS2の縦線と同じ側に間隔 $b \times \lambda_2$ だけ離して配置する。速度線図には、第1、第2回転生成制御ブレーキB-1、B-2、第1、第2制御クラッチC-1、C-2、第1、第2制御ブレーキB-3、B-4が選択的に作動された点にB-1～B-4、C-1、C-2が記入されている。図6の速度線図に示すように、変速用複式遊星歯車装置17の前段リングギヤR3が第1要素、互いに連結された前段キャリアC3と後段リングギヤR4が第2要素、後段キャリアC4が第3要素、互いに連結された前段及び後段サンギヤS3、S4が第4要素となる。変速用複式遊星歯車装置17の各速度段における制御クラッチ、制御ブレーキの作動状態は、図2に示す第1実施形態の場合と同一であるので、作動の詳細な説明は省略する。

【0051】尚、第2の実施形態において、第1の実施形態と同様の理由から、第2リングギヤR2と前段リングギヤR3との間、もしくは、入力軸15と共通サンギヤS1、S2との間のどちらか一方に新たなクラッチを介在させることもできる。

【0052】次に、歯車減速装置49を減速用歯車列で構成した第3実施形態について説明する。第3実施形態は、変速用複式遊星歯車装置17、第1、第2制御クラッチC-1、C-2、第1、第2制御ブレーキB-3、B-4については、第1実施形態と同じであるので、図7に同一符号を付けて説明を省略し、第1実施形態と異なる減速用歯車列65及び減速用歯車列65と変速用複式遊星歯車装置17との接続関係について説明する。自動変速機10のトランスミッションケース12に回転可能に軸承された入力軸66に流体トルクコンバータ11のタービン47が連結され、この入力軸66に大径、中

径及び小径歯車67、68、69が固定されている。大径歯車67と噛合する同径の第1歯車70が変速用複式遊星歯車装置17の軸線13上に回転可能に支承され、中径、小径歯車68、69とそれぞれ噛合する第2、第3歯車71、72が軸線13上に回転可能に支承されている。これにより第1歯車70は入力軸66の回転と同一回転数で回転し、第2歯車71は入力軸66の回転より回転数が小さい第1回転で回転し、第3歯車72は第1回転より回転数が小さい第2回転で回転する。第1歯車70は、第1制御クラッチC-1により変速用複式遊星歯車装置17の前後段サンギヤS1、S2に係脱可能に連結され、第2制御クラッチC-2により前段キャリアC3と後段リングギヤR4に係脱可能に連結されるようになっている。第2、第3歯車71、72は、第1、第2回転伝達制御クラッチC-4、C-3により前段リングギヤR3に係脱可能に連結されるようになっている。第1、第2回転伝達制御クラッチC-4、C-3は、減速用歯車列65により生成される第1及び第2回転の一方を選択して変速用複式遊星歯車装置17の前段リングギヤR3に伝達する回転選択手段50を構成する。

【0053】変速用複式遊星歯車装置17の速度線図は、図8に示すように、第1実施形態の場合と同一で、前段リングギヤR3が第1要素、前段キャリアC3と後段リングギヤR4が第2要素、後段キャリアC4が第3要素、前後段サンギヤS3、S4が第4要素となる。変速用複式遊星歯車装置17の各速度段における制御クラッチ、制御ブレーキの作動状態は、第1、第2回転生成制御ブレーキB-1、B-2に替えて第1、第2回転伝達制御クラッチC-4、C-3を作動させれば図2に示す第1実施形態の場合と同一であるので、作動の詳細な説明は省略する。

【0054】次に、歯車減速装置49に第1実施形態と同一の減速用複式遊星歯車装置16を使用し、変速用複式遊星歯車装置を上記実施形態と異なる複式遊星歯車装置で構成した他の実施形態について説明する。減速用複式遊星歯車装置16は、第1実施形態のものと同じであるので、図面に同一符号を付して説明を省略する。

【0055】第4実施形態においては、変速用複式遊星歯車装置75は、図9に示すように、前後段2組のシングルピニオン型の遊星歯車機構76、77で構成され、ピニオン78を支承する前段キャリアC3と後段リングギヤR4が連結され、ピニオン79を支承する後段キャリアC4と前段リングギヤR3が連結されている。後段キャリアC4に出力軸18が連結されている。前段サンギヤS3は減速用複式遊星歯車装置16のキャリアC1、C2に連結され、後段サンギヤS4は第1制御クラッチC-1を介して入力軸15に係脱可能に連結され、前段キャリアC3と後段リングギヤR4は第2制御クラッチC-2を介して入力軸15に係脱可能に連結されて

いる。前段サンギヤS3は第1制御ブレーキB-3に連結され、前段キャリヤC3と後段リングギヤR4は第2制御ブレーキB-4に連結されて回転を選択的に規制されるようになっている。

【0056】尚、第4の実施形態において、第1の実施形態と同様の理由から、キャリヤC1、C2と前段サンギヤS3との間、もしくは、入力軸15と共通サンギヤS1、S2との間のどちらか一方に新たなクラッチを介在させることもできる。

【0057】図10の速度線図に示すように、前段サンギヤS3が第1要素、互いに連結された前段キャリヤC3と後段リングギヤR4が第2要素、互いに連結された前段リングギヤR3と後段キャリヤC4が第3要素、後段サンギヤS4が第4要素となる。各速度段における制御クラッチ、制御ブレーキの作動状態は、図2に示す第1実施形態のものと同一であるので、作動の詳細な説明は省略する。

【0058】第5実施形態においては、図11に示すように、変速用複式遊星歯車装置80は、シングルピニオン型の前段遊星歯車機構81及びダブルピニオン型の後段遊星歯車機構82の前段及び後段キャリヤC3、C4、前段及び後段リングギヤR3、R4をそれぞれ連結、共通化して構成されている。即ち、共通軸線13上に回転可能に支承された前段及び後段サンギヤS3、S4、前段サンギヤS3に直接噛合するとともに後段サンギヤS4に中間ピニオン83を介して噛合するロングピニオン84、ロングピニオン84及び中間ピニオン83を回転可能に支承し共通軸線13上に回転可能に支承された前段及び後段キャリヤC3、C4、及びロングピニオン84と噛合し共通軸線13上に回転可能に支承された前段及び後段リングギヤR3、R4から構成されている。リングギヤR3、R4は、出力軸18に連結されている。そして、前段サンギヤS3は減速用複式遊星歯車装置16のキャリヤC1、C2に連結され、後段サンギヤS4は第1制御クラッチC-1を介して入力軸15に係脱可能に連結され、前後段キャリヤC3、C4は第2制御クラッチC-2を介して入力軸15に係脱可能に連結されるようになっている。前段サンギヤS3は第1制御ブレーキB-3に連結され、前後段キャリヤC3、C4は第2制御ブレーキB-4に連結されて回転を選択的に規制されるようになっている。

【0059】尚、第5の実施形態において、第1の実施形態と同様の理由から、キャリヤC1、C2と前段サンギヤS3との間、もしくは、入力軸15と共通サンギヤS1、S2との間のどちらか一方に新たなクラッチを介在させることもできる。

【0060】図12の速度線図に示すように、前段サンギヤS3が第1要素、互いに連結された前段及び後段キャリヤC3、C4が第2要素、互いに連結された前段及び後段リングギヤR3、R4が第3要素、後段サンギヤ

S4が第4要素となる。変速用複式遊星歯車装置80の各速度段における制御クラッチ、制御ブレーキの作動状態は、図2に示す第1実施形態のものと同一であるので、作動の詳細な説明は省略する。

【0061】第6実施形態においては、図13に示すように、変速用複式遊星歯車装置90は、シングルピニオン型の前段遊星歯車機構91及びダブルピニオン型の後段遊星歯車機構92の前段及び後段サンギヤS3、S4、前段及び後段キャリヤC3、C4をそれぞれ連結、共通化して構成されている。即ち、共通軸線13上に回転可能に支承した共通のサンギヤS3、S4、共通軸線13上に回転可能に支承されてサンギヤS3、S4とロングピニオン93を介して噛合するリングギヤR3、共通軸線13上に回転可能に支承されてサンギヤS3、S4とロングピニオン93及び中間ピニオン94を介して噛合するリングギヤR4、ロングピニオン93及び中間ピニオン94を支承して共通軸線13上に回転可能に支承された共通のキャリヤC3、C4から構成されている。リングギヤR4に出力軸18が連結されている。そして、前段リングギヤR3は減速用複式遊星歯車装置16のキャリヤC1、C2に連結され、前後段サンギヤS3、S4は第1制御クラッチC-1を介して入力軸15に係脱可能に連結され、前後段キャリヤC3、C4は第2制御クラッチC-2を介して入力軸15に係脱可能に連結されるようになっている。前段リングギヤR3は第1制御ブレーキB-3に連結され、前後段キャリヤC3、C4は第2制御ブレーキB-4に連結されて回転を選択的に規制されるようになっている。

【0062】尚、第6の実施形態において、第1の実施形態と同様の理由から、キャリヤC1、C2と前段リングギヤR3との間、もしくは、入力軸15と共通サンギヤS1、S2との間のどちらか一方に新たなクラッチを介在させることもできる。

【0063】図14の速度線図に示すように、前段リングギヤR3が第1要素、互いに連結された前段及び後段キャリヤC3、C4が第2要素、後段リングギヤR4が第3要素、互いに連結された前段及び後段サンギヤS3、S4が第4要素となる。各速度段における制御クラッチ、制御ブレーキの作動状態は、図2に示す第1実施形態のものと同一であるので、作動の詳細な説明は省略する。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明に係る自動変速装置の第1実施形態を示すスケルトン図である。

【図2】 第1実施形態の各速度段における制御ブレーキ及び制御クラッチの作動状態を示す図である。

【図3】 第1実施形態の各速度段における遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【図4】 第2実施形態を示すスケルトン図である。

【図5】 第2実施形態の各速度段における制御ブレー

キ及び制御クラッチの作動状態を示す図である。

【図6】 第2実施形態の各速度段における遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【図7】 第3実施形態を示すスケルトン図である。

【図8】 第3実施形態の各速度段における変速用複式遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【図9】 第4実施形態を示すスケルトン図である。

【図10】 第4実施形態の各速度段における遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【図11】 第5実施形態を示すスケルトン図である。

【図12】 第5実施形態の各速度段における遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【図13】 第6実施形態を示すスケルトン図である。

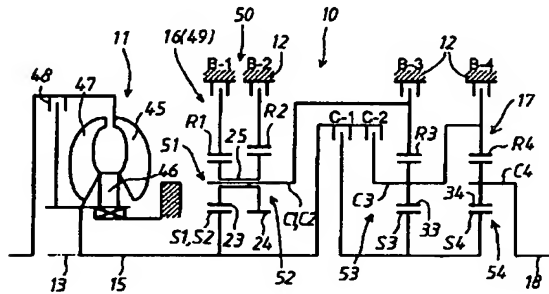
【図14】 第6実施形態の各速度段における遊星歯車装置の各要素の回転比を示す速度線図である。

【符号の説明】

10・・・自動変速機、11・・・流体トルクコンバータ、12・・・トランスミッションケース、13・・・

共通軸線、15、66・・・入力軸、16、60・・・減速用複式遊星歯車装置、17、75、80、90・・・変速用複式遊星歯車装置、18・・・出力軸、23・・・小径ピニオン、24・・・大径ピニオン、25・・・段付ピニオン、33、34、78、79・・・ピニオン、64、83、94・・・中間ピニオン、63、84、93・・・ロングピニオン、49・・・歯車減速装置、50・・・回転選択手段、51、52、53、54、61、76、77、81、91・・・シングルピニオン型の遊星歯車機構、62、82、92・・・ダブルピニオン型の遊星歯車機構、65・・・減速用歯車列、S1、S2、S3、S4・・・サンギヤ、C1、C2、C3、C4・・・キャリヤ、R1、R2、R3、R4・・・リングギヤ、C-1、C-2・・・第1、第2制御クラッチ、C-3、C-4・・・第2、第1回転伝達制御クラッチ、B-1、B-2・・・第1、第2回転生成制御ブレーキ、B-3、B-4・・・第1、第2制御ブレーキ。

【図1】

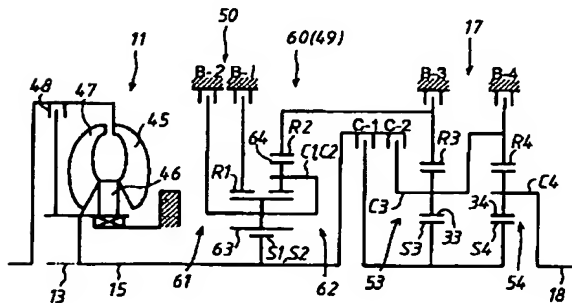


【図2】

	C-1	C-2	B-1	B-2	B-3	B-4	Gear ratio
1st	●					●	3.333
2nd	●				●		2.035
3rd	●			●			1.637
4th	●		●				1.509
5th	●	●					1.000
6th		●	●				0.654
7th		●		●			0.621
8th		●			●		0.557
Rev			●			●	3.728

$$\lambda 1=0.508, \lambda 2=0.307, \lambda 3=0.377, \lambda 4=0.429$$

【図4】

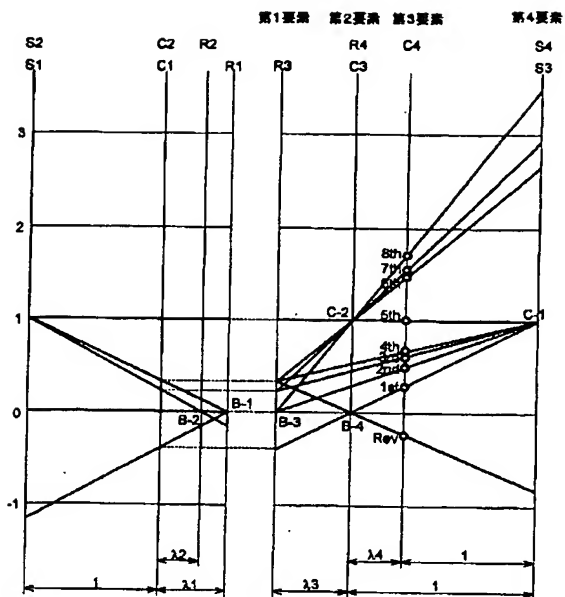


【図5】

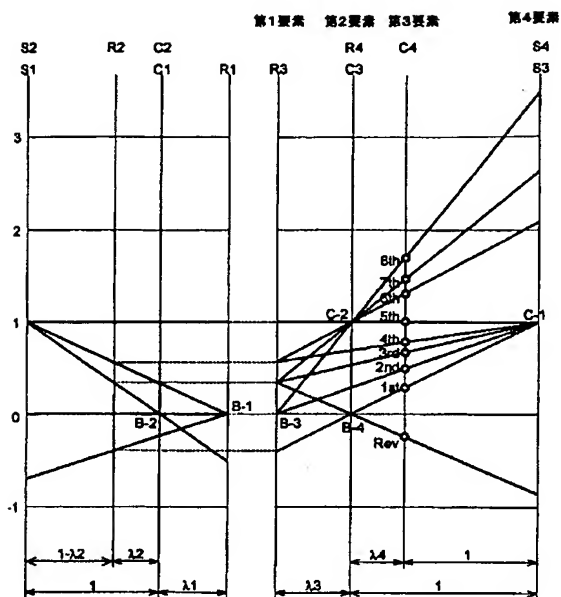
	C-1	C-2	B-1	B-2	B-3	B-4	Gear Ratio
1st	●					●	3.625
2nd	●				●		2.206
3rd	●			●			1.442
4th	●		●				1.314
5th	●	●					1.000
6th		●	●				0.728
7th		●		●			0.677
8th		●			●		0.541
Rev			●			●	2.678

$$\lambda 1=0.508, \lambda 2=0.341, \lambda 3=0.325, \lambda 4=0.381$$

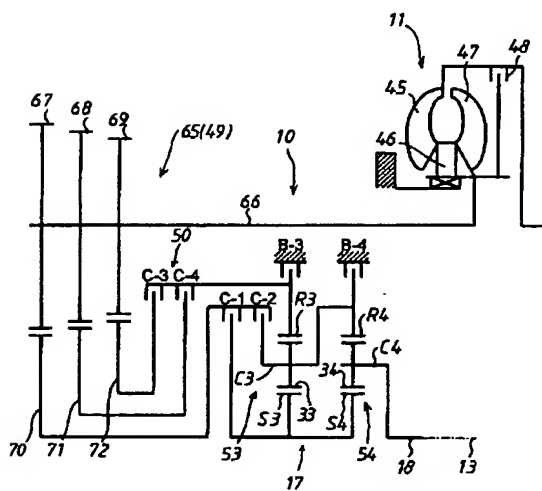
【図3】



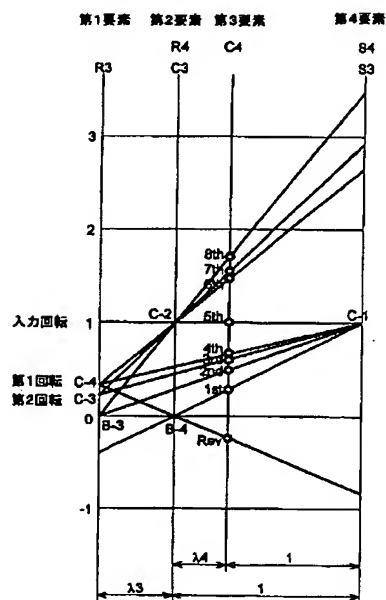
【図6】



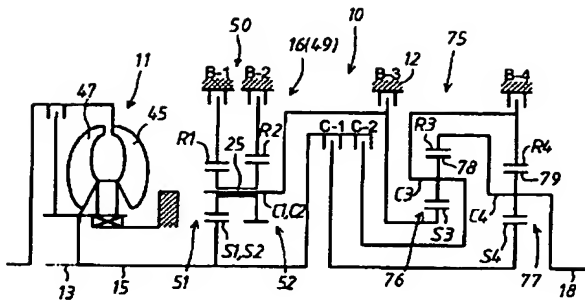
【図7】



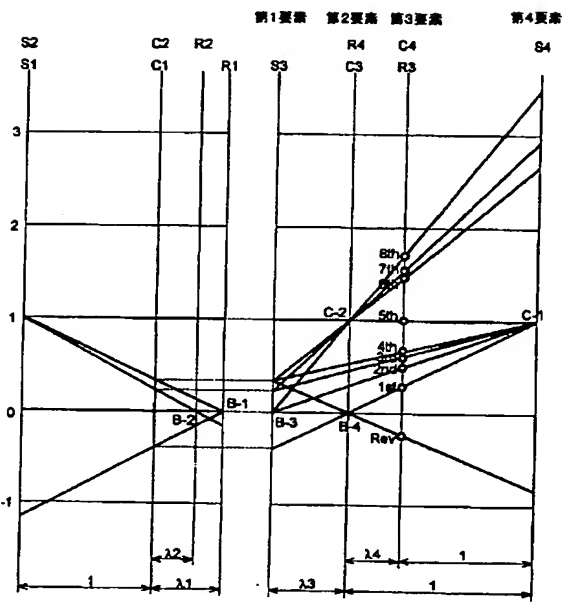
【図8】



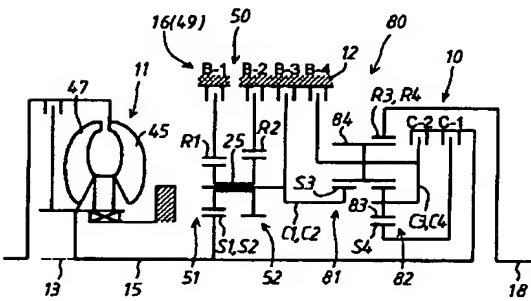
【図9】



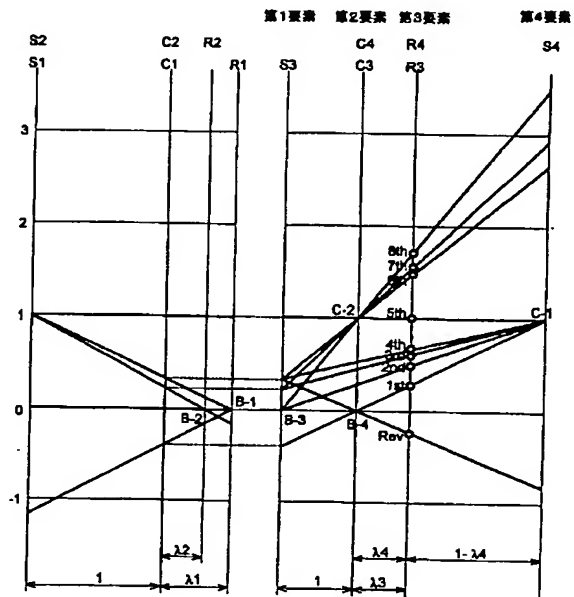
【図10】



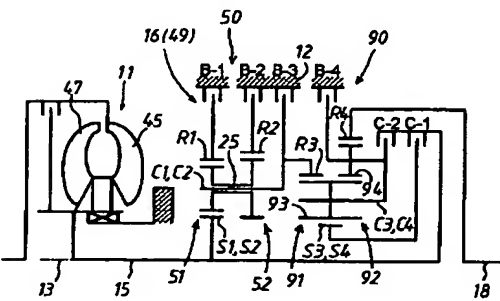
【図11】



【図12】

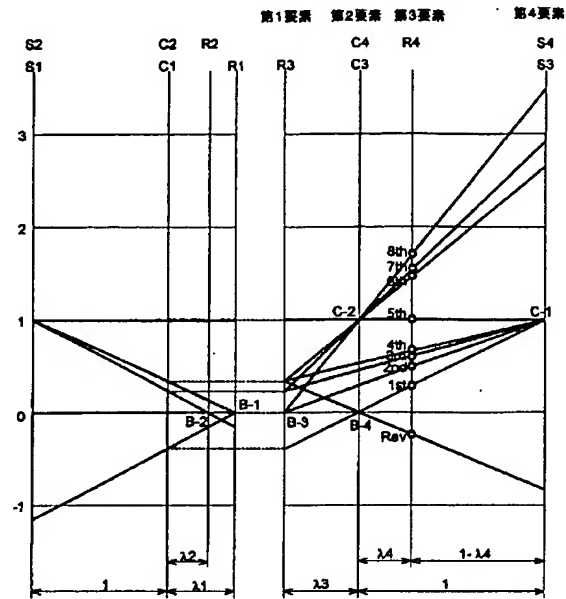


【図13】





【図14】



フロントページの続き

(72)発明者 糟谷 悟  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内  
(72)発明者 後藤 健次  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 青木 敏彦  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内  
Fターム(参考) 3J028 EA25 EB09 EB13 EB31 EB33  
EB37 EB54 FB03 FC13 FC26  
FC63 GA02

THIS PAGE BLANK (USPTO)